

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 04-224449

(43)Date of publication of application : 13.08.1992

(51)Int.Cl.

B60T 8/30
B60T 8/28

(21)Application number : 02-414684

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 26.12.1990

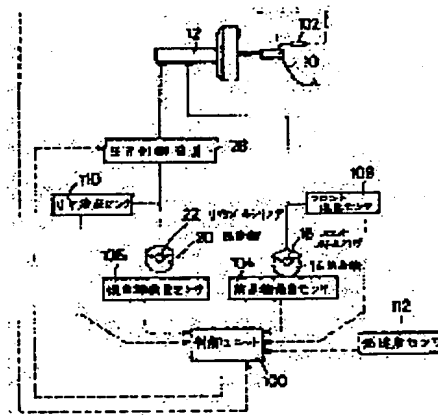
(72)Inventor : ONUMA YUTAKA
KADOSAKI SHIROU

(54) BRAKE DEVICE FOR VEHICLE

(57)Abstract:

PURPOSE: To apply braking forces in proper distribution easily by introducing such a control that the value obtained by dividing the front wheel braking force with the load on the front wheels becomes substantially equal to the value obtained by dividing the rear wheel braking force with the load on the rear wheels.

CONSTITUTION: The deceleration of a car is sensed by a deceleration sensor 112. The pressure of a front wheel cylinder of this brake system of the car is sensed by a front liquid pressure sensor 106, while the pressure of a rear wheel cylinder is sensed by a rear liquid pressure sensor 110. Further the load on the front wheels is sensed by a front wheel load sensor 104, while the load on the rear wheels sensed by a rear wheel load sensor 106. On the basis of the result from sensing at two consecutive times by the sensors 102-110, at least either of the pressures of the front and rear wheel cylinders is controlled through a pressure control means 28 by a control unit 100 so that the values obtained by dividing the braking forces for the front and rear wheels 14, 20 with the loads on them become equal substantially.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(51) Int.Cl.⁵B 6 0 T 8/30
8/28

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

H 7615-3H

A 7615-3H

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全 7 頁)

(21) 出願番号 特願平2-414684

(22) 出願日 平成2年(1990)12月26日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 大沼 豊

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 門崎 司朗

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

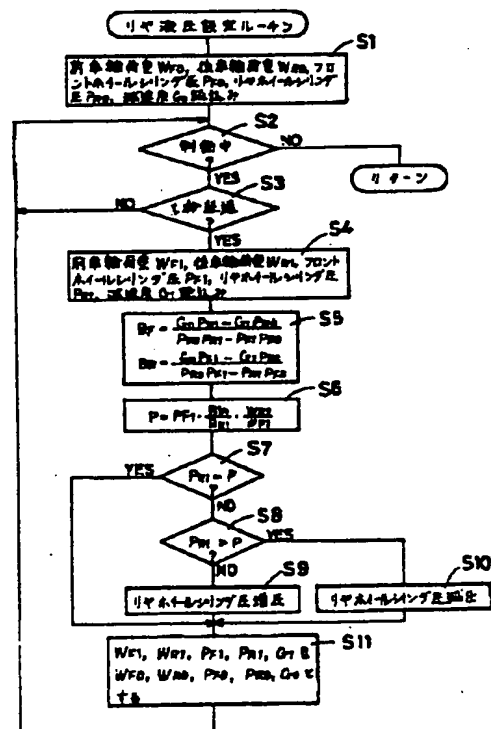
(74) 代理人 弁理士 神戸 典和 (外2名)

(54) 【発明の名称】 車両用制動装置

(57) 【要約】

【目的】 摩擦材の摩擦係数のばらつき等の影響を受けることなく、前車輪および後車輪に適正な配分の制動力を得る。

【構成】 前車輪荷重 W_f 、後車輪荷重 W_r 、フロントホイールシリンダ圧 P_f 、リヤホイールシリンダ圧 P_r 、車両の減速度 G をそれぞれ設定時間 t だけ隔たった2時点において検出し、それらから前後の車輪の各ブレーキの効き係数 B_f 、 B_r を求める。その効き係数とホイールシリンダ圧との積である前後の制動力をそれぞれ前車輪、後車輪の荷重で除した値が等しくなるようにリヤホイールシリンダ圧を制御する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両の減速度を検出する減速度検出手段と、前車輪の回転を抑制するブレーキのフロントホイールシリンダの圧力を検出するフロントホイールシリンダ圧検出手段と、後車輪の回転を抑制するブレーキのリアホイールシリンダの圧力を検出するリアホイールシリンダ圧検出手段と、前記前車輪の荷重を検出する前車輪荷重検出手段と、前記後車輪の荷重を検出する後車輪荷重検出手段と、前記減速度検出手段、前記フロントホイールシリンダ圧検出手段、前記リアホイールシリンダ圧検出手段、前記前車輪荷重検出手段および前記後車輪荷重検出手段の相前後する2時点の検出結果に基づいて、前車輪の制動力を前車輪の荷重で除した値と、後車輪の制動力を後車輪の荷重で除した値とが実質的に等しくなるように前記フロントホイールシリンダの圧力と前記リアホイールシリンダの圧力との少なくとも一方を制御する圧力制御手段とを含むことを特徴とする車両用制動装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は車両用制動装置に関するものであり、特に、前車輪と後車輪との制動力の配分に関するものである。

【0002】

【従来の技術】車両の制動は、前車輪の回転および後車輪の回転を抑制することにより行われる。この制動時には車両後方から前方への減速度の大きさに応じた荷重移動が生じ、後車輪の荷重が減少するため、車両の減速度が大きいほど後車輪の制動力の前車輪の制動力に対する割合を小さく抑えることが必要である。そのため従来は、特開昭64-41453号公報に記載されているように、後車輪のブレーキのリアホイールシリンダに供給する液圧を前車輪のブレーキのフロントホイールシリンダに供給する液圧に対して一定の比率で減圧することが行われており、また、後車輪の荷重を検出し、その大きさに応じて減圧開始液圧の高さを変えることも行われている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、このように後車輪の荷重に応じて減圧開始液圧を変えるようにしても、前車輪および後車輪に適正な配分の制動力が得られるとは限らない。製造時における摩擦材の摩擦係数のばらつき、走行中の熱フェードの発生による摩擦係数の変化、車速等により、ホイールシリンダに供給される液圧が同じであっても得られる制動力が異なることがあるからである。

【0004】本発明は、摩擦材の摩擦係数のばらつき等の影響を受けることなく、前車輪と後車輪とに適正な配分の制動力を得ることができる車両用制動装置を提供するとを課題として為されたものである。

【0005】

【課題を解決するための手段】本発明の車両用制動装置は、上記の課題を解決するために、(a)車両の減速度を検出する減速度検出手段と、(b)前車輪の回転を抑制するブレーキのフロントホイールシリンダの圧力を検出するフロントホイールシリンダ圧検出手段と、(c)後車輪の回転を抑制するブレーキのリアホイールシリンダの圧力を検出するリアホイールシリンダ圧検出手段と、(d)前車輪の荷重を検出する前車輪荷重検出手段と、(e)後車輪の荷重を検出する後車輪荷重検出手段と、(f)減速度検出手段、フロントホイールシリンダ圧検出手段、リアホイールシリンダ圧検出手段、前車輪荷重検出手段および後車輪荷重検出手段の相前後する2時点の検出結果に基づいて、前車輪の制動力を前車輪の荷重で除した値と、後車輪の制動力を後車輪の荷重で除した値とが実質的に等しくなるようにフロントホイールシリンダの圧力とリアホイールシリンダの圧力との少なくとも一方を制御する圧力制御手段とを含むように構成される。

20 【0006】

【作用】車輪の最大制動力は車輪の荷重および路面の摩擦係数で決まる。これら車輪の荷重と路面の摩擦係数との積である摩擦力と等しい制動力が得られるとき、車輪は最大の制動力を発揮するのである。したがって、路面の摩擦係数が一樣であるとすれば、その一樣な摩擦係数と前車輪および後車輪の各荷重との積に相当する制動力がそれぞれ前車輪と後車輪との両方についても得られるとき、車両が最も効果的に制動されることとなる。前車輪の制動力を荷重で除した値と後車輪の制動力を荷重で除した値とが実質的に等しくなるようにするということは、前車輪と後車輪との両方について同時に最大制動力が得られるようにするということ、あるいは前車輪と後車輪とについて最大制動力の何パーセントで制動が行われるかを合わせるということであり、それにより前車輪と後車輪との制動力の配分が適正配分となる。

【0007】このようにして制動力配分を適正にするためには制動力を検出することが必要であるが、制動力を検出することは容易ではない。そこで、本発明においては車両の減速度、フロントホイールシリンダの圧力、リアホイールシリンダの圧力、前車輪の荷重および後車輪の荷重が検出され、それらから制動力が推定される。実施例の項において詳述するように、相前後する2時点において検出される車両の減速度、フロントホイールシリンダの圧力、リアホイールシリンダの圧力、前車輪の荷重および後車輪の荷重から制動力を推定することが可能なのである。

【0008】

【発明の効果】このように本発明の車両用制動装置においては、前車輪の制動力を前車輪の荷重で除した値と、
50 後車輪の制動力を後車輪の荷重で除した値とが実質的に

等しくなるように制御するようにされており、車両の積載荷重のみを検出する場合のように摩擦材の摩擦係数のばらつき等の影響を受けることなく、適正な配分の制動力を得ることができる。しかも、制動力自体を検出するのではなく、検出の容易な車両の減速度、フロントホイールシリンダの圧力、リヤホイールシリンダの圧力、前車輪の荷重および後車輪の荷重を検出し、その検出結果に基づいて適正な配分の制動力を容易に得ることができる。

【0009】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明する。

【0010】図2において10はブレーキペダルである。ブレーキペダル10の踏込みにより、マスタシリンダ12の2個の加圧室にそれぞれ液圧が発生させられる。一方の加圧室に発生させられた液圧は前車輪14に設けられたブレーキのフロントホイールシリンダ16に供給され、他方の加圧室に発生させられた液圧は後車輪20に設けられたブレーキのリヤホイールシリンダ22に供給される。なお、前車輪14、後車輪20、フロントホイールシリンダ16およびリヤホイールシリンダ22は実際には2個ずつ設けられているが、左右の前車輪と左右の後車輪とはそれぞれまとめて制御されるため、ここでは代表的に1個のみ示して説明する。

【0011】リヤホイールシリンダ22に供給される液圧は、圧力制御装置28により減圧制御される。この圧力制御装置28は、図3に示すように圧力制御弁30と荷重設定装置32とから成る。圧力制御弁30のバルブハウジング34内には、段付状の弁孔36が形成されている。弁孔36の大径孔部38の開口はプラグ40により閉塞されるとともに、プラグ40に設けられたポート42においてリヤホイールシリンダ22に連通させられている。プラグ40にはまた、嵌合穴44が形成され、この嵌合穴44と弁孔36の小径孔部46とに跨ってプランジャ48が液密かつ摺動可能に嵌合されている。プランジャ48の液密はシール50、52により保たれ、それによりプランジャ48と大径孔部38との間に入力室54が形成され、ポート56において前記マスタシリンダ12の加圧室に連通させられている。

【0012】プランジャ48内には、入力室54に連通する半径方向通路60、軸方向通路62、プランジャ48のプラグ40側の端面に開口する弁孔64が形成されており、弁孔64内には弁体66が収容されるとともに、スプリング68により嵌合穴44の底部に配設された円盤70に当接させられている。円盤70には複数の貫通孔72が設けられ、弁孔64とポート42との連通を保つ。弁孔64内にはまた、弁座形成部材76が固着されており、弁体64の弁座形成部材76への着座、離間によりマスタシリンダ12の加圧室とリヤホイールシリンダ22との連通が遮断、許容される。

【0013】プランジャ48の弁孔64が形成された側とは反対側の端部には小径の係合頭部82が形成され、バルブハウジング34に設けられた大気圧室84内に突出させられている。大気圧室84内には2個のばね受け86、88が軸方向に摺動可能かつ回転不能に嵌合されるとともに、それらの間にスプリング90が配設されている。一方のばね受け86は係合頭部82に当接させられ、他方のばね受け88は、パルスモータ92により回転させられるねじ部材94に螺合されている。したがって、ねじ部材94が回転させられればばね受け88が軸方向に移動し、スプリング90の設定荷重が変えられる。圧力制御弁30は、通常は開いてマスタシリンダ12の加圧室をリヤホイールシリンダ22に連通させているが、マスタシリンダ12の圧力が増大し、プランジャ48を図において左方へ移動させる向きの力がスプリング90の付勢力より大きくなればプランジャ48が移動して弁体66が弁座形成部材76に着座し、連通が遮断される。それによりリヤホイールシリンダ22への供給圧力はプランジャ48の大径部と小径部との断面積によって決まる比率で減圧されるのであるが、このリヤホイールシリンダ22への供給圧力がスプリング90の設定荷重を変えることにより変えられるのであり、ばね受け88、ねじ部材94およびパルスモータ92が荷重設定装置32を構成している。

【0014】本液圧ブレーキ装置においてリヤホイールシリンダ22に供給される液圧の高さは、制御ユニット100により制御される。この制御ユニット100は、CPU、ROM、RAMおよびそれらを接続するバスを有するコンピュータを主体とするものである。制御ユニット100には、ブレーキペダル10の踏込みを検出するブレーキスイッチ102、前車輪14の荷重を検出する前車輪荷重センサ104、後車輪20の荷重を検出する後車輪荷重センサ106、フロントホイールシリンダ16に供給される液圧を検出するフロント液圧センサ108、リヤホイールシリンダ22に供給される液圧を検出するリヤ液圧センサ110および減速度センサ112が接続されている。なお、前後の車輪荷重センサ104、106はそれぞれ、左右の前車輪、後車輪のうちの一方の前車輪、後車輪の荷重を検出し、フロントおよびリヤの液圧センサ108、110は左右の前車輪、後車輪のうちの一方の前車輪、後車輪のブレーキのホイールシリンダ圧を検出するものであるが、前後2個ずつの車輪の荷重およびホイールシリンダの圧力をいずれも検出してそれらの平均を求め、前車輪、後車輪の荷重、ホイールシリンダ圧としてもよい。

【0015】また、RAMには、図4に示すように、第一前車輪荷重メモリ116、第二前車輪荷重メモリ118、第一後車輪荷重メモリ120、第二後車輪荷重メモリ122、第一フロント液圧メモリ124、第二フロント液圧メモリ126、第一リヤ液圧メモリ128、第二

5

リヤ液圧メモリ130、第一減速度メモリ132、第二減速度メモリ134がワーキングメモリと共に設けられている。さらに、ROMには図1にフローチャートで示すリヤ液圧設定ルーチンが格納されている。

【0016】次に作動を説明する。制動時にはブレーキペダル10が踏み込まれ、マスタシリンダ12の2個の加圧室にそれぞれ発生させられた液圧がフロントホイールシリンダ16とリヤホイールシリンダ22とに供給され、前車輪14および後車輪20の回転が抑制される。このように制動が行われる間、リヤ液圧設定ルーチンが実行される。まず、ステップS1（以下、S1と略称する。）において前車輪荷重 W_f 、後車輪荷重 W_r 、フロントホイールシリンダ16の液圧 P_f 、リヤホイールシリンダ22の液圧 P_r 、減速度 G が読み込まれ、第一の前車輪荷重メモリ116、後車輪荷重メモリ120、フロント液圧メモリ124、リヤ液圧メモリ128および減速度メモリ132に格納される。これら第一のメモリに格納された値には0を付して示す。

【0017】次いで、S2においてブレーキペダル10が踏み込まれているか否かにより制動中であるか否かの判定が行われる。制動中であればS2はYESとなり、S3においてS1の実行から設定時間 t が経過したか否かの判定が行われる。この判定は当初はNOであり、設定時間 t が経過するまでS2およびS3が実行され、その間に制動が解除されればルーチンの実行は終了する。制動が解除されることなく設定時間 t が経過すればS3がYESとなってS4が実行され、再び、前車輪荷重 W_f 、後車輪荷重 W_r 、フロントホイールシリンダ16の液圧 P_f 、リヤホイールシリンダ22の液圧 P_r 、減速度 G が読み込まれ、第二の前車輪荷重メモリ118、後車輪荷重メモリ122、フロント液圧メモリ126、リヤ液圧メモリ130および減速度メモリ134に格納される。これら第二のメモリに格納された値には1を付して示す。

【0018】続いてS5において前車輪14のブレーキ効き係数 B_f および後車輪20のブレーキ効き係数 B_r が算出される。S1とS4とにおいて設定時間 t を経て読み込まれた2時点の検出値およびブレーキ効き係数 B_f 、 B_r について数1および数2が成り立つ。

【0019】

【数1】

$$G_0 \times (W_{f0} + W_{r0}) = B_{f0} \times P_{f0} + B_{r0} \times P_{r0}$$

【0020】

【数2】

$$G_1 \times (W_{f1} + W_{r1}) = B_{f1} \times P_{f1} + B_{r1} \times P_{r1}$$

【0021】ブレーキの効き係数は、ブレーキの構造、タイヤの半径、摩擦材の摩擦係数等により決まり、摩擦材の摩擦係数の変化に応じて変わる。しかし、この変化は緩慢であり、微小な設定時間 t 内の変化は無視してもよく、 $B_{f0} = B_{f1}$ 、 $B_{r0} = B_{r1}$ である。また、前車輪荷

6

重と後車輪荷重との総和は常に一定であって $W_{f0} + W_{r0} = W_{f1} + W_{r1}$ であり、ブレーキ効き係数 B_f および B_r は数3、数4で表される。

【0022】

【数3】

$$B_{r0} = B_{r1} = \frac{G_0 \times P_{r1} - G_1 \times P_{r0}}{P_{r0} \times P_{r1} - P_{f1} \times P_{f0}} \times (W_{f1} + W_{r1})$$

【0023】

【数4】

$$B_{f0} = B_{f1} = \frac{G_0 \times P_{f1} - G_1 \times P_{f0}}{P_{f0} \times P_{f1} - P_{r1} \times P_{r0}} \times (W_{f1} + W_{r1})$$

【0024】なお、これらブレーキ効き係数 B_{f0} 、 B_{r0} は、次にS6の説明において述べるようにリヤホイールシリンダ20に発生させるべき設定液圧 P の算出に使用されるのであるが、その算出時に $(W_{f1} + W_{r1})$ は消去されるため、S5ではブレーキ効き係数 B_{f0} 、 B_{r0} は $(W_{f1} + W_{r1})$ を付さない式で示されている。

【0025】次にS6において、前後の車輪の制動力を適正な配分とするためにリヤホイールシリンダ22に発生させるべき設定液圧 P が求められる。この設定液圧 P は、前輪制動力と後輪制動力との配分が適正になるには、前車輪制動力を前車輪荷重で除した値と、後車輪制動力を後車輪荷重で除した値とが実質的に等しくなればよいことから求められる。前車輪制動力および後車輪制動力は数5、数6で表される。

【0026】

【数5】

$$\text{前車輪制動力} = B_{f1} \times P_{f1}$$

【0027】

【数6】

$$\text{後車輪制動力} = B_{r1} \times P_{r1}$$

これら数5、数6から数7が成立する。

【0028】

【数7】

$$\frac{B_{f1} \times P_{f1}}{W_{f1}} = \frac{B_{r1} \times P_{r1}}{W_{r1}}$$

40 数7を P_{r1} について解けば、数8が得られる

【0029】

【数8】

$$P(P_{r1}) = P_{f1} \times \frac{B_{f1}}{B_{r1}} \times \frac{W_{r1}}{W_{f1}}$$

S6においては数8で表される演算が行われ、リヤホイールシリンダ20に発生させるべき設定液圧 P が求められるのである。

【0030】続いてS7が実行され、S6において求められた設定液圧 P とS4で読み込まれた最新のリヤホイ

ールシリンダ液圧 P_{r1} とが等しいか否かの判定が行われる。等しければリヤホイールシリンダ液圧が適正な制動力配分を得るのに適した値であることを意味し、リヤホイールシリンダ圧を増大も減少もさせる必要がなく、S11において最新の前輪荷重 W_{f1} 、後輪荷重 W_{r1} 、フロントホイールシリンダ圧 P_{f1} 、リヤホイールシリンダ圧 P_{r1} 、減速度 G_1 が第二のメモリ118、122、126、130、134から第一のメモリ116、120、124、128、132に移されて W_{f0} 、 F_{f0} 、 P_{f0} 、 P_{r0} 、 G_0 にされた後、ルーチンの実行はS2に戻る。

【0031】それに対し、 P_{r1} が P と等しくない場合にはS7がNOとなってS8が実行され、 P_{r1} が P より大きいかな否かの判定が行われる。 P_{r1} が P より小さければ現在のリヤホイールシリンダ液圧が適正な制動力配分を得るために不足であることを意味し、S9においてリヤホイールシリンダ圧が増大させられる。スプリング90の設定荷重が大ききとされ、 P_r と P_f との差の分だけリヤホイールシリンダ圧が増大するように圧力制御弁32の減圧開始液圧が高くされるのである。

【0032】また、 P_{r1} が P より大きい場合には、適正な配分の制動力を得るのにリヤホイールシリンダ圧が過大であることを意味し、S10が実行されてリヤホイールシリンダ圧が減圧される。スプリング90の設定荷重が小さくされ、圧力制御弁30の減圧開始液圧が低くされるのである。

【0033】以上の説明から明らかなように、本実施例においては、フロント液圧センサ104がフロントホイールシリンダ圧検出手段を構成し、リヤ液圧センサ106がリヤホイールシリンダ圧検出手段を構成し、前車輪荷重センサ108が前車輪荷重検出手段を構成し、後車輪荷重センサ110が後車輪荷重検出手段を構成し、減速度センサ112が減速度検出手段を構成するとともに、圧力制御装置28、ROMのS1~S11を記憶する部分ならびにCPUおよびRAMのそれらステップを実行する部分が圧力制御手段を構成しているのである。

【0034】なお、上記実施例においては、リヤホイールシリンダ圧が圧力制御弁30のスプリング90の設定荷重を調節することにより増大、減少させられるようになっていたが、電磁液圧制御弁を設けて制御するようにしてもよい。例えば、図5に示すように、フロントホイールシリンダ16へは前記実施例の場合と同様にマスタシリンダ12の加圧室に発生させられた液圧が供給され、リヤホイールシリンダ22へは圧力発生装置140において発生させられた液圧が供給されるようにするのである。

【0035】圧力発生装置140は、図6に示すように、リザーバ142からポンプ143によりブレーキ液を汲み上げてアキュムレータ144に供給するとともに、アキュムレータ144の液圧を電磁液圧制御弁146が励磁電流の大きさに対応する高さに制御してリヤホ

ールシリンダ22に供給するものである。この電磁液圧制御弁146は、本出願人に係る特願平2-182938号に記載の電磁液圧制御弁とほぼ同じである。ブレーキペダル10の踏込み力が踏込み力センサ148(図5参照)により検出され、フォースモータ150のコイル152に励磁電流が供給される。スプール154は非制動時には図に示す位置にあり、制御圧ポート156を低圧ポート158に連通させているが、励磁電流の供給により前進させられ、制御圧ポート156を高圧ポート160に連通させる。スプール154には反力ピン162によって後退方向の力が加えられ、スプール154は前進方向の制御力と後退方向の反力とが釣り合う位置で停止し、制御圧ポート156の液圧はコイル152の励磁電流の大きさに対応する高さになる。

【0036】本実施例においては、前記実施例の場合と同様に制動時にはリヤ液圧設定ルーチンが実行され、適正な配分の制動力を得るために必要な設定液圧 P が算出される。そして、最新のリヤホイールシリンダ圧 P_{r1} が設定液圧 P より大きい場合には、電磁液圧制御弁146のコイル152への励磁電流が減少させられ、リヤホイールシリンダ圧が低下させられる。また、最新のリヤホイールシリンダ圧 P_{r1} が設定液圧 P より低い場合には、コイル152への励磁電流が増大させられ、リヤホイールシリンダ圧が増大させられる。

【0037】なお、上記各実施例の制動装置においては、前車輪および後車輪について、あるいは前車輪について、ホイールシリンダにマスタシリンダ12に発生させられた液圧を供給することにより車輪の回転を抑制する所謂マニュアル式となっていたが、ブレーキペダル等、ブレーキ操作部材の操作量を電気的に検出し、その検出に基づいてブレーキのホイールシリンダに液圧を供給する電子制御ブレーキ装置にも本発明を適用することができる。この場合には、上記各実施例と同様にフロントホイールシリンダ圧を基準としてリヤホイールシリンダ圧を制御してもよく、あるいは前記リヤ液圧設定ルーチンのS6においてリヤホイールシリンダ圧とフロントホイールシリンダ圧との比率を求め、両圧力がその比率となり、かつ、車両にブレーキ操作部材の操作量に見合った減速度が生ずるようにフロントホイールシリンダ圧とリヤホイールシリンダ圧との両方を制御してもよい。

【0038】また、上記各実施例においては、左右のリヤホイールシリンダ圧がまとめて制御されるようになっていたが、独立に制御されるようにしてもよい。この場合には、各車輪について荷重センサ、ホイールシリンダ圧センサを設けるとともに圧力制御装置を設け、適正な配分の制動力が得られるようにホイールシリンダの圧力をそれぞれ制御する。

【0039】その他、特許請求の範囲を逸脱することなく、当業者の知識に基づいて種々の変形、改良を施した態様で本発明を実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例である車両用制動装置を制御する制御ユニットの主体を成すコンピュータのROMに格納されたリヤ液圧設定ルーチンを示すフローチャートである。

【図2】上記車両用制動装置の系統図である。

【図3】上記車両用制動装置においてリヤホイールシリンダの圧力を制御する圧力制御装置を示す正面断面図である。

【図4】上記コンピュータのRAMの構成を示す図である。

【図5】本発明の別の実施例である車両用制動装置の系統図である。

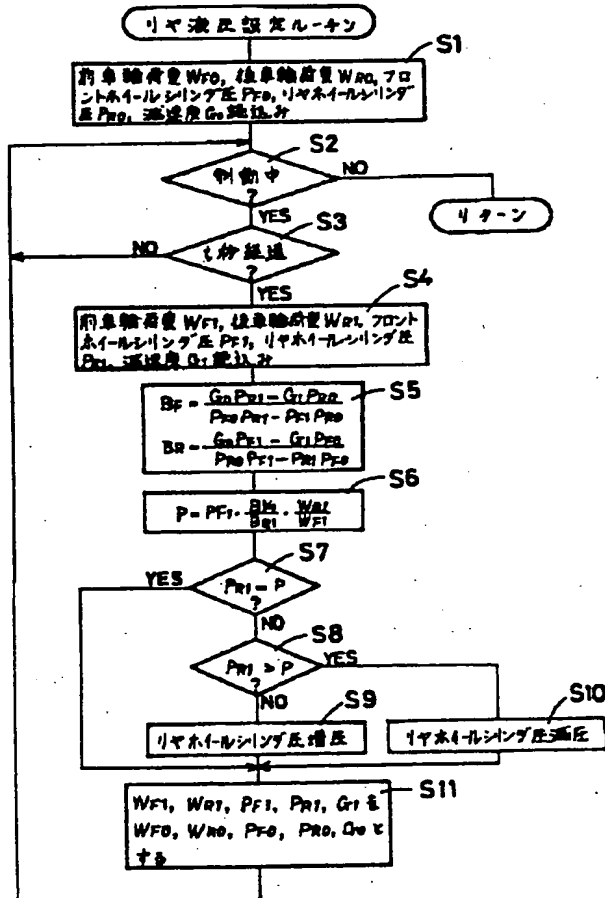
【図6】図5に示す車両用制動装置においてリヤホイールシリンダに供給する圧力を発生する圧力発生装置を示

す図である。

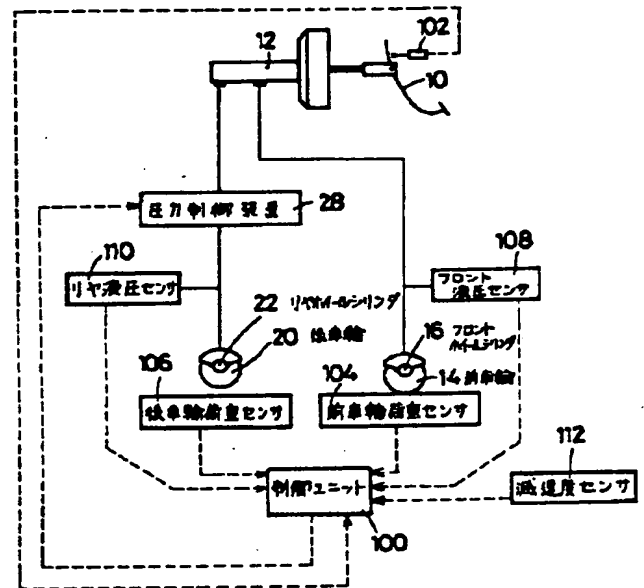
【符号の説明】

- 14 前車輪
- 16 フロントホイールシリンダ
- 20 後車輪
- 22 リヤホイールシリンダ
- 28 圧力制御装置
- 100 制御ユニット
- 104 前車輪荷重センサ
- 106 後車輪荷重センサ
- 108 フロント液圧センサ
- 110 リヤ液圧センサ
- 112 減速度センサ
- 140 圧力発生装置

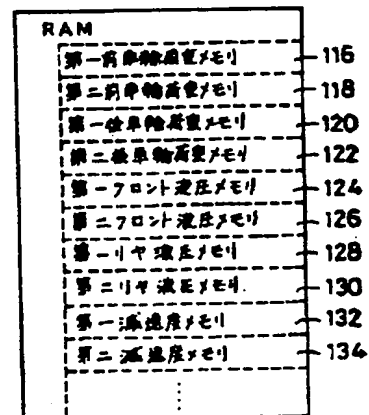
【図1】



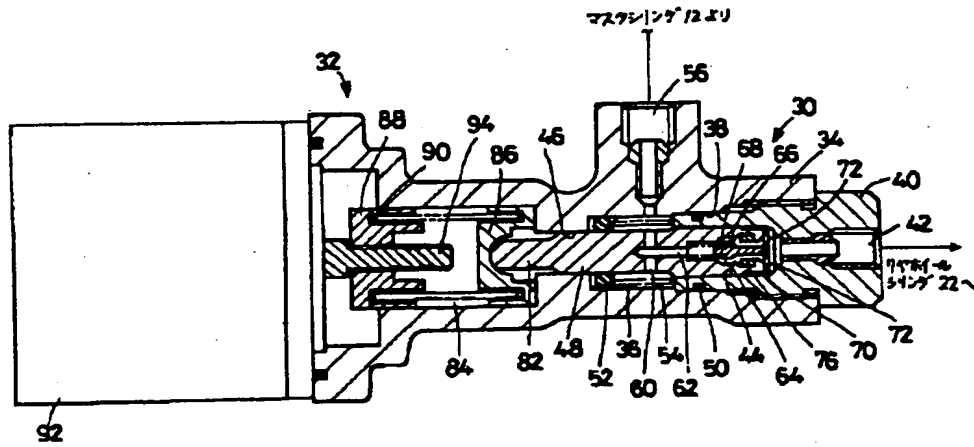
【図2】



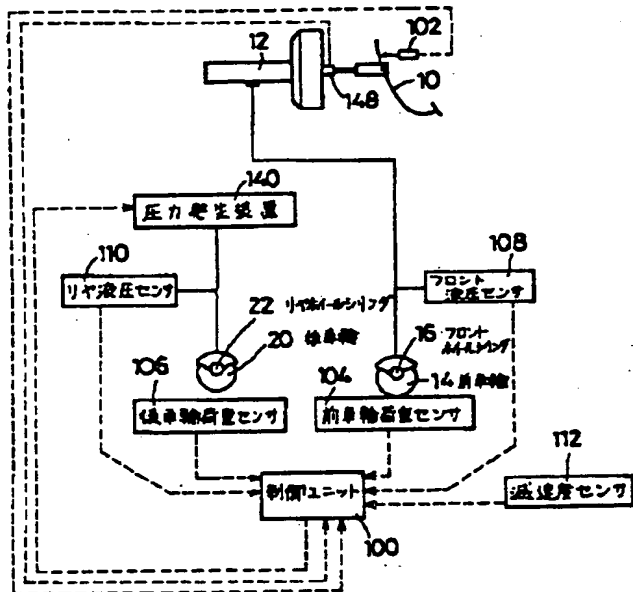
【図4】



【図3】



【図5】



【図6】

